

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-277082

(P2002-277082A)

(43)公開日 平成14年9月25日 (2002.9.25)

(51)Int.Cl.⁷
F 25 B 5/02
1/00
1/10
F 25 D 11/02

識別記号
5 3 0
3 3 1

F I
F 25 B 5/02
1/00
1/10
F 25 D 11/02

テマコード(参考)
5 3 0 C 3 L 0 4 5
3 3 1 E
S
F

審査請求 未請求 請求項の数 3 O.L (全 7 頁)

(21)出願番号 特願2001-73752(P2001-73752)

(22)出願日 平成13年3月15日 (2001.3.15)

(71)出願人 000004488
松下冷機株式会社
滋賀県草津市野路東2丁目3番1-2号
(72)発明者 境 寿和
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内
(72)発明者 田中 正昭
大阪府東大阪市高井田本通4丁目2番5号
松下冷機株式会社内
(74)代理人 100097445
弁理士 岩橋 文雄 (外2名)
F ターム(参考) 3L045 AA03 BA01 CA02 CA03 DA02
HA02 HA07 JA13 JA15 LA01
MA00 NA00 PA05

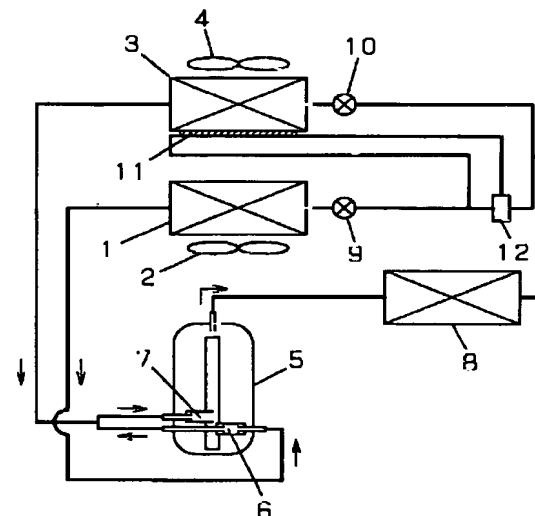
(54)【発明の名称】 冷凍装置

(57)【要約】

【課題】 冷凍冷蔵庫等に代表される蒸発温度の異なる複数の蒸発器を有する冷媒二段圧縮式冷凍装置において、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合に、冷蔵室温度を著しく低下させることなく、冷凍室の負荷の増大に対応した冷凍能力制御を行うことを目的とする。

【解決手段】 冷蔵室と冷蔵用蒸発器3の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器3の蒸発温度を下げるとともに、冷凍用蒸発器1に供給される液冷媒の過冷却量を増大させ、その後圧縮機5の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで結果として冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応することができる。

1 冷凍用蒸発器
3 冷蔵用蒸発器
6 低段圧縮機構
7 高段圧縮機構
12 切り替えバルブ



【特許請求の範囲】

【請求項1】 冷凍室を冷却する冷凍用蒸発器と、冷蔵室を冷却する冷蔵用蒸発器と、前記冷凍用蒸発器からの戻りガス冷媒を圧縮する低段圧縮機構と、前記冷蔵用蒸発器からの戻りガス冷媒と前記低段圧縮機構の吐出ガス冷媒との混合物を圧縮する高段圧縮機構と、前記高段圧縮機構の吐出ガス冷媒を凝縮させる凝縮器と、前記凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して前記冷凍用蒸発器に供給する冷凍用膨張機構と、前記冷凍用蒸発器に供給される液冷媒を前記冷蔵用蒸発器で冷却して過冷却温度を制御する過冷却制御手段と、前記凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して前記冷蔵用蒸発器に供給する冷蔵用膨張機構とを有する冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に冷蔵室と前記冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて前記冷蔵用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、前記冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を増大させる制御方法を用いた冷凍装置。

【請求項2】 冷凍室を冷却する冷凍用蒸発器と、冷蔵室を冷却する冷蔵用蒸発器と、前記冷凍用蒸発器からの戻りガス冷媒を圧縮する低段圧縮機構と、前記冷蔵用蒸発器からの戻りガス冷媒と前記低段圧縮機構の吐出ガス冷媒との混合物を圧縮する高段圧縮機構と、前記高段圧縮機構の吐出ガス冷媒を凝縮させる凝縮器と、前記凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して前記冷蔵用蒸発器に供給する冷蔵用膨張機構と、前記冷蔵用蒸発器の出口冷媒を気液に分離してガス冷媒を前記高段圧縮機構に供給する気液分離器と、前記気液分離器で分離した液冷媒を減圧して前記冷凍用蒸発器に供給する冷凍用膨張機構と、前記凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して前記冷凍用蒸発器に供給する第二冷凍用膨張機構とを有する冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に冷蔵室と前記冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて前記冷蔵用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、前記第二冷凍用膨張機構を通過する液冷媒量を減少させる制御方法を用いた冷凍装置。

【請求項3】 低段圧縮機構と低段用可変速モータからなる低段圧縮機と、高段圧縮機構と高段用可変速モータからなる高段圧縮機とを有する請求項1または請求項2に記載の冷凍装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、冷凍冷蔵庫等に代表される蒸発温度の異なる複数の蒸発器を有する冷媒二段圧縮式冷凍装置の能力制御方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】現在、地球温暖化防止の観点より冷凍冷蔵庫等の冷凍装置の省エネルギー化が進められている。従来、冷凍室と冷蔵室のように異なる温度で冷却する冷凍冷蔵庫においては、単独の蒸発器を冷凍室温度以下まで下げて庫内空気と熱交換を行い、庫内の温度調整は熱

交換量で制御していた。これに対して、冷凍室と冷蔵室の蒸発器を独立させて、2つの蒸発器を冷凍室温度と冷蔵室温度で運転することにより、比較的圧縮比が低く理論効率の高い冷蔵室冷却サイクルを利用して省エネルギー化を図る試みがなされている。

【0003】具体的には、冷凍室冷却サイクルと冷蔵室冷却サイクルを完全に独立させる2サイクル、圧縮機と凝縮器を共有して蒸発器を切り替えて冷凍室と冷蔵室を交互に冷却する切り替えサイクル、冷蔵室蒸発器を中間冷却器として利用し冷凍室蒸発器からの戻りガス冷媒を2段圧縮する2段圧縮サイクル等が挙げられる。この中でも2段圧縮サイクルは理論効率の高い冷蔵室冷却サイクルを最大限利用する方法として注目されている。

【0004】例えば特開平5-223368号公報、特開平5-223370号公報において、2段圧縮サイクルを用いた冷凍冷蔵庫が提案されている。以下、図面を参照しながら2段圧縮サイクルを用いた従来の冷凍装置の特徴について説明する。

【0005】従来の冷凍装置のサイクル構成を図4に示す。図4において、1は冷凍用蒸発器、2は冷凍室(図示せず)内の空気と冷凍用蒸発器1の熱交換を促進させる冷凍用ファン、3は冷蔵用蒸発器、4は冷蔵室(図示せず)内の空気と冷蔵用蒸発器3の熱交換を促進させる冷蔵用ファン、5は圧縮機、6は圧縮機5の低段側圧縮要素、7は圧縮機5の高段側圧縮要素、8は凝縮器、9は冷凍用膨張機構、10は冷蔵用膨張機構、11は冷凍用膨張機構9に供給される液冷媒と冷蔵用蒸発器3を熱交換する熱伝達機構である。

【0006】一般に冷凍冷蔵庫の冷凍室は-18℃前後、冷蔵室は0~5℃に設定されることから、冷凍用蒸発器1の温度は-30℃程度、冷蔵用蒸発器3の温度は-10℃程度に制御される。したがって、冷凍用蒸発器1で蒸発した戻りガス冷媒の圧力は、冷蔵用蒸発器3で蒸発した戻りガス冷媒よりも低く、圧縮機5の低段側圧縮要素6で同じ圧力になるまで圧縮される。

【0007】そして、圧縮機5の低段側圧縮要素6の吐出ガス冷媒と冷蔵用蒸発器3で蒸発した戻りガス冷媒が混合されて、圧縮機5の高段側圧縮要素7で凝縮器8の圧力まで圧縮される。一般に凝縮器8は大気で空冷されることから、冷媒は外気温度+10~20℃程度で凝縮する。

【0008】凝縮器8で凝縮された液冷媒は、冷凍用膨張機9と冷蔵用膨張機10に分配されて、それぞれ冷凍用蒸発器1と冷蔵用蒸発器3に供給される。このとき、冷凍用膨張機9に送られる液冷媒は、熱伝達機構11を介して冷蔵用蒸発器3と熱交換することで、凝縮器8に近い温度から冷蔵用蒸発器3に近い温度まで過冷却される。この結果、冷凍用蒸発器1に供給された液冷媒の冷凍効果が大きくなることから、冷凍用蒸発器1の冷媒循環量を抑制することができる。

【0009】このように、冷凍用蒸発器3を中間冷却器として利用し冷凍用蒸発器1からの戻りガス冷媒を2段圧縮する2段圧縮サイクルは、低段側圧縮要素6の冷媒循環量に対して理論効率の高い高段側圧縮要素7の冷媒循環量を、冷凍室に対する冷蔵室の能力比以上に増大させ、省エネルギー化を図ることができる。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記従来の構成では、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合、冷凍室の温度上昇を抑えるために圧縮機の回転数を上げて冷凍用蒸発器の冷媒循環量を増大すると、冷蔵用蒸発器の冷媒循環量も同時に増大する結果となり、冷蔵室温度を著しく低下させる可能性がある。

【0011】そこで、冷蔵室蒸発器を中間冷却器として利用し冷凍室蒸発器からの戻りガス冷媒を2段圧縮する2段圧縮サイクルにおいて、冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応できる能力制御仕様が望まれている。

【0012】本発明は、冷凍室の冷却制御機構と冷蔵用ファンの能力制御を行うことにより、冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応できる冷凍能力制御を図るものである。

【0013】

【課題を解決するための手段】そこで本発明の冷凍装置は、冷凍室の負荷が急増した場合に、冷蔵室と冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を増大させる能力制御方法を用いるものである。

【0014】この発明によれば、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合、冷蔵室の温度を下げるこなく冷蔵用蒸発器に対する冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を下げる事ができ、その後圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで結果として冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応することができる。

【0015】

【発明の実施の形態】本発明の請求項1に記載の発明は、冷凍室を冷却する冷凍用蒸発器と、冷凍室を冷却する冷蔵用蒸発器と、冷凍用蒸発器からの戻りガス冷媒を圧縮する低段圧縮機構と、冷蔵用蒸発器からの戻りガス冷媒と低段圧縮機構の吐出ガス冷媒との混合物を圧縮する高段圧縮機構と、高段圧縮機構の吐出ガス冷媒を凝縮させる凝縮器と、凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して冷凍用蒸発器に供給する冷凍用膨張機構と、冷凍用蒸発器に供給される液冷媒を冷蔵用蒸発器で冷却して過冷却温度を制御する過冷却制御手段と、凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して冷蔵用蒸発器に供給する冷蔵用膨張機構とを有する冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に冷蔵室と冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて冷蔵

用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を増大させる制御方法を用いたものであり、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合、冷蔵室の温度を下げるこなく冷蔵用蒸発器に対する冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を下げる事ができ、その後圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで、結果として冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応する作用を有する。

【0016】ここで、冷凍室と冷蔵室の冷凍能力がほぼ等しいシステムにおいて冷媒としてHFC134aを用いた場合、冷蔵用蒸発器の温度を-10°Cから-15°Cに下げるとき高段圧縮機構に吸入されるガス冷媒の密度が約8.4kg/m³から約6.8kg/m³に減少する。低段圧縮機構の吐出ガス冷媒の量はほとんど変化しないので、冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を約38%低下させることができ。また、冷蔵用蒸発器を用いて冷凍用蒸発器に流入する冷媒の温度を凝縮器の温度、例えば30°Cから、冷蔵用蒸発器の温度-15°Cまで過冷却することで、冷凍用蒸発器の冷凍能力を約33%増加させるとともに、冷蔵用蒸発器の冷凍能力を約33%低下させる。結果として、冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力比は100/100から133/29まで増加させることができる。その後、圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷媒循環量を増加させることにより、冷蔵室の冷凍能力が過多にならない範囲で、前記冷凍能力比が133/29~459/100まで冷凍室の冷凍能力を高めることができる。

【0017】このとき、冷蔵用蒸発器の温度をさらに下げると冷蔵用蒸発器の能力をさらに低下させることができが、低段圧縮機構の圧縮比が低下すると実効率が低下する-15°C程度までが望ましい。また、この試算では通常運転時には冷凍用蒸発器に流入する冷媒の過冷却は行わないとしたが、負荷バランスの変化に対応する能力制御幅に余裕があれば、室温~冷蔵用蒸発器(-10°C)の過冷却を行う方が通常運転時の効率を高めることができる。ただし、通常運転時の過冷却温度を-10°Cで行うと、-15°Cまで過冷却するときの能力変化が約4%程度となり、結果として冷蔵室の冷凍能力が過多にならない範囲での冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力の制御幅は104/58~179/100と小さくなる。

【0018】本発明の請求項2の記載の発明は、冷凍室を冷却する冷凍用蒸発器と、冷蔵室を冷却する冷蔵用蒸発器と、冷凍用蒸発器からの戻りガス冷媒を圧縮する低段圧縮機構と、冷凍用蒸発器からの戻りガス冷媒と低段圧縮機構の吐出ガス冷媒との混合物を圧縮する高段圧縮機構と、高段圧縮機構の吐出ガス冷媒を凝縮させる凝縮器と、凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して冷蔵用蒸発器に供給する冷蔵用膨張機構と、冷蔵用蒸発器に供給される液冷媒を冷蔵用蒸発器で冷却して過冷却温度を制御する過冷却制御手段と、凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して冷蔵用蒸発器に供給する冷蔵用膨張機構とを有する冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に冷蔵室と冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて冷蔵

を気液に分離してガス冷媒を高段圧縮機構に供給する気液分離器と、気液分離器で分離した液冷媒を減圧して冷凍用蒸発器に供給する冷凍用膨張機構と、凝縮器で凝縮した液冷媒を減圧して冷凍用蒸発器に供給する第二冷凍用膨張機構とを有する冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に冷蔵室と冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、第二冷凍用膨張機構を通過する液冷媒量を減少させる制御方法を用いたものであり、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合、冷蔵室の温度を下げるこことなく冷凍用蒸発器に対する冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を下げることができ、その後圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調節することで結果として冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応する作用を有するとともに、冷凍用膨張機構と、第二冷凍用膨張機構の冷媒流量比を調整することで冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を任意に制御することで通常運転時の効率を向上する作用を有する。

【0019】ここで、気液分離器から冷凍用膨張機構を通過して冷凍用蒸発器に供給される液冷媒は、冷蔵用蒸発器の中で冷蔵用蒸発器の温度まで過冷却されたものであり、冷凍用膨張機構と第二冷凍用膨張機構を切り替えて使用する場合の作用効果は本発明の請求項1に記載の発明と同じである。さらに、冷凍用膨張機構と第二冷凍用膨張機構の冷媒流量比を調整することで冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を任意に制御することができ、通常運転時に過冷却を行った分だけ圧縮比が低く理論効率が高い高段圧縮機構の冷媒流量を増加させることで冷凍サイクルの効率化が図れるものである。

【0020】また、気液分離器を用いて冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却を行う場合、プルダウンのように冷蔵室負荷が過多になると気液分離器内の液冷媒が一時的に枯渇する。このとき、第二冷凍用膨張機構を主に用いることで、冷蔵室と冷凍室をバランスよく冷却することができる。

【0021】本発明の請求項3に記載の発明は、請求項1または請求項2に記載の発明において、低段圧縮機構と低段用可変速モータからなる低段圧縮機と、高段圧縮機構と高段用可変速モータからなる高段圧縮機とを有するものであり、外気温が低く負荷が小さい時に冷凍室の負荷だけが増大した場合、冷蔵室の温度を下げるこことなく冷凍用蒸発器に対する冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を下げることができ、その後圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで結果として冷蔵室に対する冷蔵室の負荷バランスの変化に対応する作用を有するとともに、高段圧縮機構に対する低段圧縮機構の回転数を増加させて冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力を増加させる作用を有する。

【0022】ここで、冷蔵室に対する冷凍室の冷凍制御

幅が小さい場合は、低段圧縮機構の回転数を増加させるとともに、低段圧縮機構の吐出ガス冷媒量の増分だけ高段圧縮機構の回転数を増加させて冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力を増加させれば、冷蔵用蒸発器の温度低下なしに能力制御ができる。

【0023】また、外気温が低く負荷が小さい時に冷蔵室の負荷だけが増大した場合、通常、冷凍用蒸発器の温度を下げれば低段圧縮機構が吸入するガス冷媒の密度が低下して吐出ガス冷媒量が小さくなり、その分高段圧縮機構が吸入する冷蔵用蒸発器の戻りガス冷媒量が増加して冷蔵用蒸発器の冷凍能力が増加するので、能力調整は容易であるが、冷凍用蒸発器の温度が低下すると低段圧縮機構の圧縮比が増加し理論効率が低下する。この場合も同様に、低段圧縮機構に対する高段圧縮機構の回転数を増加させて冷蔵室に対する冷蔵室の冷凍能力を増加させれば、理論効率を低下させずに能力調整が可能になる。

【0024】

【実施例】以下、図1～図3を用いて実施例を説明する。なお、従来と同一構成については、同一符号を付して詳細な説明を省略する。

【0025】(実施例1) 実施例1の冷凍装置のサイクル構成とその作用について図1をもとに説明する。図1において、1は冷凍用蒸発器、2は冷凍室(図示せず)内の空気と冷凍用蒸発器1の熱交換を促進させる冷凍用ファン、3は冷蔵用蒸発器、4は冷蔵室(図示せず)内の空気と冷蔵用蒸発器3の熱交換を促進させる冷蔵用ファン、5は圧縮機、6は圧縮機5の低段側圧縮要素、7は圧縮機5の高段側圧縮要素、8は凝縮器、9は冷凍用膨張機構、10は冷蔵用膨張機構、11は冷凍用膨張機構9に供給される液冷媒と冷蔵用蒸発器3を熱交換する熱伝達機構、12は冷凍用膨張機構9を介して冷凍用蒸発器1に供給される液冷媒の流路を切り替える切り替えバルブである。

【0026】一般に冷凍冷蔵庫の冷蔵室は-18°C前後、冷蔵室は0～5°Cに設定されることから、冷凍用蒸発器1の温度は-30°C程度、冷蔵用蒸発器3の温度は-10°C程度に制御される。また、凝縮器8は大気で空冷されることから、冷媒は外気温度+10～20°C程度で凝縮する。

【0027】通常運転時、凝縮器8で凝縮された液冷媒は、冷凍用膨張機構9と冷蔵用膨張機構10に分配されて、それぞれ冷凍用蒸発器1と冷蔵用蒸発器3に供給される。このとき、冷凍用膨張機構9に送られる液冷媒は、熱伝達機構11を介さず切り替えバルブ12から直接冷凍用膨張機構9に供給される。

【0028】そして、冷蔵室の負荷が急増した場合には、冷蔵用ファン4の回転数を下げて冷蔵室と冷蔵用蒸発器3の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器3の蒸発温度を-10°Cから-15°C程度まで下げるとともに、切

り替えバルブ12を操作して凝縮器8で凝縮した液冷媒が熱伝達機構11を介して冷凍用膨張機構9に送られるようにする。このとき冷凍用膨張機構9に送られる液冷媒は、凝縮器8に近い温度から冷蔵用蒸発器3に近い温度まで過冷却される。この結果、冷蔵用蒸発器3に供給される冷媒量を削減するとともに、熱伝達機構11の熱負荷分だけ冷蔵用蒸発器3の冷凍能力を低下させ、同時に冷凍用蒸発器1の冷凍能力を増大させ、冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力が向上する。その後、圧縮機5の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで、冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応することができる。

【0029】なお、本実施例では、熱伝達機構11を用いて冷凍用膨張機構9に送られる液冷媒を凝縮器8に近い温度から冷蔵用蒸発器3に近い温度まで過冷却したが、冷凍室の熱負荷に合わせて過冷却量を調整しても同様の特性が期待できる。

【0030】(実施例2)実施例2の冷凍装置のサイクル構成とその作用について図2をもとに説明する。図2において、1は冷凍用蒸発器、2は冷凍室(図示せず)内の空気と冷凍用蒸発器1の熱交換を促進させる冷凍用ファン、3は冷蔵用蒸発器、4は冷蔵室(図示せず)内の空気と冷蔵用蒸発器3の熱交換を促進させる冷蔵用ファン、5は圧縮機、6は圧縮機5の低段側圧縮要素、7は圧縮機5の高段側圧縮要素、8は凝縮器、9は冷凍用膨張機構、10は冷蔵用膨張機構、11は冷凍用膨張機構9に供給される液冷媒と冷蔵用蒸発器3を熱交換する熱伝達機構、13は冷蔵用蒸発器3の出口冷媒を気液分離し、気相を高段側圧縮要素5に液相を冷凍用蒸発器1に供給する気液分離器、14は気液分離器13で分離された液冷媒を減圧して冷凍用蒸発器1に供給する第二冷凍用膨張弁である。

【0031】一般に冷凍冷蔵庫の冷凍室は-18℃前後、冷蔵室は0~5℃に設定されることから、冷凍用蒸発器1の温度は-30℃程度、冷蔵用蒸発器3の温度は-10℃程度に制御される。また、凝縮器8は大気で空冷されることから、冷媒は外気温度+10~20℃程度で凝縮する。

【0032】通常運転時、凝縮器8で凝縮された液冷媒は、冷凍用膨張機構9と冷蔵用膨張機構10に分配されて、それぞれ冷凍用蒸発器1と冷蔵用蒸発器3に供給される。このとき、冷凍用膨張機構9および第二冷凍用膨張機構14は半開状態であり、それそれを通過する冷媒量は等分になるように調整されている。また、気液分離器13に滞留する液冷媒があふれ出さないように、圧縮機5の回転数や冷蔵用膨張機構10を用いて冷蔵用蒸発器3の冷凍能力が調整されている。この結果、冷蔵用蒸発器3の蒸発温度-10℃まで過冷却された液冷媒が第二冷凍用膨張機構14を介して冷凍用蒸発器1に供給することで、冷凍用膨張機構9を介して冷凍用蒸発器1に

供給される液冷媒の温度を低下させて、通常運転時においてサイクル効率を向上させることができる。

【0033】そして、冷凍室の負荷が急増した場合には、冷蔵用ファン4の回転数を下げて冷蔵室と冷蔵用蒸発器3の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器3の蒸発温度を-10℃から-15℃程度まで下げるとともに、冷凍用膨張機構9を全閉し第二冷凍用膨張機構14を全開して気液分離器13で分離した液冷媒のみが第二冷凍用膨張機構14を介して冷凍用蒸発器1に供給されるようになる。このとき第二冷凍用膨張機構14に供給される液冷媒は、冷蔵用蒸発器3の中で凝縮器8に近い温度から冷蔵用蒸発器3に近い温度まで過冷却される。この結果、冷蔵用蒸発器3に供給される冷媒量を削減するとともに、気液分離器13から第二冷凍用膨張機構14を介して冷凍用蒸発器1に供給される液冷媒の熱負荷の増加分だけ冷蔵用蒸発器3の冷凍能力を低下させ、同時に冷凍用蒸発器1の冷凍能力を増大させ、冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力が向上する。その後、圧縮機5の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで、冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応することができる。

【0034】なお、本実施例では、通常運転時に冷凍用膨張機構9と第二冷凍用膨張機構14を通過する冷媒量は等分になるように調整されているが、冷凍室の熱負荷に合わせて冷媒分配量を調整しても同様の特性が期待できる。また、プルダウン時のように冷蔵用蒸発器3の冷凍能力が不足して気液分離器13の液冷媒が枯渇する場合には、冷凍用膨張機構9を全閉し第二冷凍用膨張機構14を全開して冷凍用蒸発器1に供給する液冷媒を確保すれば、冷蔵室と冷凍室をバランスよく冷却することができる。

【0035】(実施例3)実施例3の冷凍装置のサイクル構成とその作用について図3をもとに説明する。図3において、1は冷凍用蒸発器、2は冷凍室(図示せず)内の空気と冷凍用蒸発器1の熱交換を促進させる冷凍用ファン、3は冷蔵用蒸発器、4は冷蔵室(図示せず)内の空気と冷蔵用蒸発器3の熱交換を促進させる冷蔵用ファン、15は低段圧縮機、16は低段圧縮機15の低段圧縮機構、17は低段圧縮機15の低段圧縮機構16を駆動する低段モータ、18は高段圧縮機、19は高段圧縮機18の高段圧縮機構、20は高段圧縮機18の高段圧縮機構19を駆動する高段モータ、8は凝縮器、9は冷凍用膨張機構、10は冷蔵用膨張機構、11は冷凍用膨張機構9に供給される液冷媒と冷蔵用蒸発器3を熱交換する熱伝達機構、12は冷凍用膨張機構9を介して冷凍用蒸発器1に供給される液冷媒の流路を切り替える切り替えバルブである。低段圧縮機構16は冷凍用蒸発器1の戻りガス冷媒を圧縮し、その吐出ガス冷媒と冷蔵用蒸発器3の戻りガス冷媒の混合ガス冷媒を高段圧縮機構19で圧縮して、凝縮器8へ供給する。このとき、低段

モータ17と高段モータ20は独立に制御されている。

【0036】一般に冷凍冷蔵庫の冷凍室は-18℃前後、冷蔵室は0~5℃に設定されることから、冷凍用蒸発器1の温度は-30℃程度、冷蔵用蒸発器3の温度は-10℃程度に制御される。また、凝縮器8は大気で空冷されることから、冷媒は外気温度+10~20℃程度で凝縮する。

【0037】通常運転時、凝縮器8で凝縮された液冷媒は、冷凍用膨張機構9と冷蔵用膨張機構10に分配されて、それぞれ冷凍用蒸発器1と冷蔵用蒸発器3に供給される。このとき、冷凍用膨張機構9に送られる液冷媒は、熱伝達機構11を介さず切り替えバルブ12から直接冷凍用膨張機構9に供給される。このとき、低段モータ17と高段モータ20は独立に制御されており、冷凍用蒸発器1と冷蔵用蒸発器3の冷媒供給量に見合った回転数で、それぞれ低段圧縮機構16と高段圧縮機構19を駆動する。

【0038】そして、冷凍室の負荷が急増した場合は、冷蔵用ファン4の回転数を下げる冷蔵室と冷蔵用蒸発器3の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器3の蒸発温度を-10℃から-15℃程度まで下げるとともに、切り替えバルブ12を操作して凝縮器8で凝縮した液冷媒が熱伝達機構11を介して冷凍用膨張機構9に送られるようにする。このとき冷凍用膨張機構9に送られる液冷媒は、凝縮器8に近い温度から冷蔵用蒸発器3に近い温度まで過冷却される。この結果、冷蔵用蒸発器3に供給される冷媒量を削減するとともに、熱伝達機構11の熱負荷分だけ冷蔵用蒸発器3の冷凍能力を低下させ、同時に冷凍用蒸発器1の冷凍能力を増大させ、冷蔵室に対する冷凍室の冷凍能力が向上する。さらに、低段圧縮機15の回転数を高段圧縮機18より増加させて、冷蔵室と冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで、より大きな負荷バランスの変化に対応することができる。

【0039】なお、本実施例では、低段圧縮機15と高

段圧縮機18を別体としたが、同一シェル内に圧縮機構部とモータ部を設置して同様の特性が期待できる。また、低段圧縮機15と高段圧縮機18の潤滑油に偏りが生じないように、シェル内圧力を一致させるとともに、両者の潤滑油相をつなぐ均油管を設ける方が望ましい。

【0040】

【発明の効果】以上のように本発明によれば、冷凍冷蔵庫等に代表される蒸発温度の異なる複数の蒸発器を有する冷媒二段圧縮式冷凍装置において、冷凍室の負荷が急増した場合に、冷蔵室と冷蔵用蒸発器の熱交換量を低下させて冷蔵用蒸発器の蒸発温度を下げるとともに、冷凍用蒸発器に供給される液冷媒の過冷却量を増大させる能力制御方法を用いることにより、冷蔵室の温度を下げることなく冷凍用蒸発器に対する冷蔵用蒸発器の冷媒循環量を下げることができ、その後圧縮機の運転率あるいは回転数を増加させて冷凍室の負荷に応じた冷媒循環量に調整することで結果として冷蔵室に対する冷凍室の負荷バランスの変化に対応することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例1の冷凍サイクルの冷媒回路図

【図2】本発明の実施例2の冷凍サイクルの冷媒回路図

【図3】本発明の実施例3の冷凍サイクルの冷媒回路図

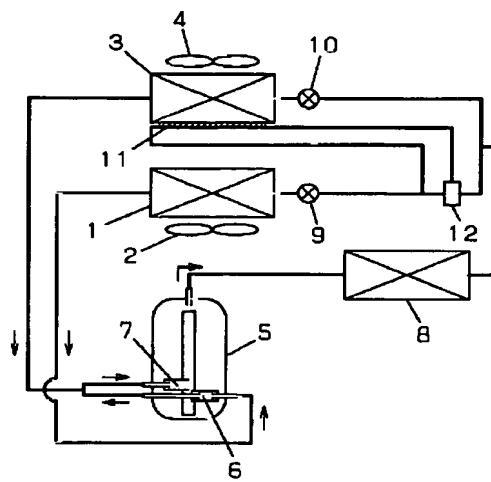
【図4】従来の冷凍サイクルの冷媒回路図

【符号の説明】

- 1 冷凍用蒸発器
- 3 冷蔵用蒸発器
- 6 低段圧縮機構
- 7 高段圧縮機構
- 11 熱伝達機構
- 12 切り替えバルブ
- 13 気液分離器
- 15 低段圧縮機
- 18 高段圧縮機

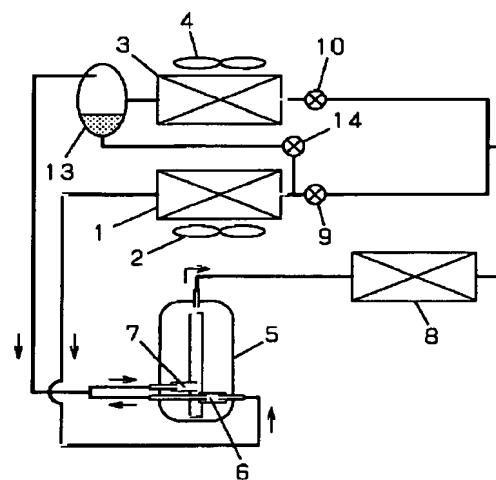
【図1】

1 冷凍用蒸発器
3 冷蔵用蒸発器
6 低段圧縮機
7 高段圧縮機
12 切り替えバルブ



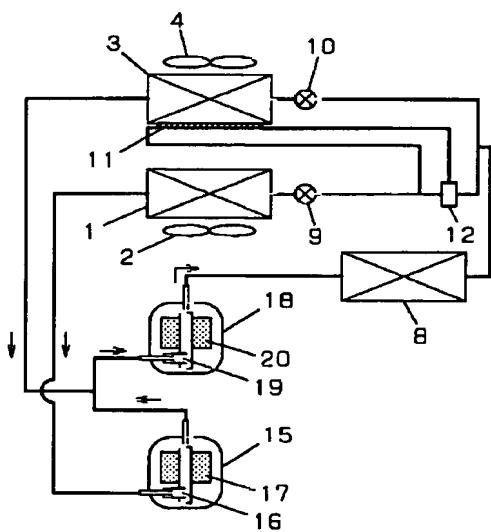
【図2】

1 冷凍用蒸発器
3 冷蔵用蒸発器
6 低段圧縮機
7 高段圧縮機
13 気液分離器
14 第二冷凍用膨張弁



【図3】

1 冷凍用蒸発器
3 冷蔵用蒸発器
12 切り替えバルブ
15 低段圧縮機
18 高段圧縮機



【図4】

